

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Ivan Tomić

Zagreb, 2015.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Antun Galović, dipl. ing.

Student:

Ivan Tomić

Zagreb, 2015.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečenaznanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Antunu Galoviću na brojnim stručnim savjetima, strpljenju i potpori tijekom izrade ovog rada.

Ivan Tomić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu	
Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Ivan Tomić**

Mat. br.:0035187616

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Energijsko – eksergijska analiza procesa s vlažnim zrakom**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Energy and exergy analysis of moist air processes**

Opis zadatka:

U okviru rada potrebno je razviti matematički model energijske i eksergijske analize pripreme vlažnog zraka za zagrijavanje prostora u zimskim uvjetima, pri čemu se unutar prostora odaje i poznata masa vlage. Priprema se vrši na način da se miješa okolišnji zrak sa zrakom iz prostorije, nastalu se mješavinu zagrijava a zatim ovlažuje vodom temperature 12 °C, te ponovo zagrijava do konačnog zadanog stanja. Stanje zraka u prostoriji je zadano sa $\theta_1 = 22$ °C, $\phi_1 = 55$ %; stanje 2 (stanje vanjskog zraka) sa $\theta_2 = 0$ °C, $\phi_2 = 90$ %; stanje 5 (stanje nakon ovlaživanja) zadano je sa $\theta_5 = 22$ °C, $\phi_5 = 90$ %, dok je stanje zraka ubacivanja u prostoriju zadano sa $\theta_6 = 28$ °C uz $x_6 = x_5$ i volumenskim protokom zraka $q_{v6} = 3500$ m³/h. Zagrijavanje struje zraka na zagrijačima vrši se toplom vodom temperature 80 °C/60 °C.

Matematički model treba obuhvatiti sve relevantne jednadžbe koje proizlaze iz energijske i masene bilance postavljene za svaki segment opisanog procesa, kao i odgovarajuće jednadžbe koje za svaki segment procesa opisuju nastalu eksergijsku destruktiju, kao i jednadžbu koja opisuje ukupnu eksergijsku destruktiju u opisanom procesu. Za eksergijsku destruktiju treba prvo izvesti jednadžbu specifične eksergije vlažnog zraka, također svedenu na kilogram suhog zraka, koja u sebi mora sadržavati sva tri potencijala u odnosu na stanje okoliša: temperaturu vlažnog zraka θ , ukupni tlak vlažnog zraka p i relativnu vlažnost zraka ϕ . Za stanje okoliša uzeti $p_0 = 1$ bar; $\theta_0 = 0$ °C i $\phi_0 = 100$ %. Izvesti izraz za eksergijsku efikasnost cjelokupnog procesa ϵ_{ex} , definiranu kao omjer sume eksergija izlaznih i ulaznih struja u procesu.

Sve tražene veličine prikazati u zavisnosti o masenom omjeru suhog zraka struje 1, g_1 , i suhog zraka struje nastale mješavine.

Proces prikazati u h_{1+x} – dijagramu, a također i rezultate proračuna toplinskih učinaka zagrijača zraka, maseni protok ubrizgavajuće kapljevite vode, pojedinačne i eksergijske destruktije kao i eksergijsku efikasnost procesa. Za propisani maseni omjer svježeg i optočinog zraka prikazati dijagram toka eksergijske destruktije cjelokupnog procesa.

U radu navesti korištenu literaturu i eventualnu pomoć mentora!

Zadatak zadan:
25. studenog 2014.

Rok predaje rada:
1. rok: 26. veljače 2015.
2. rok: 17. rujna 2015.

Predviđeni datumi obrane:
1. rok: 2., 3., i 4. ožujka 2015.
2. rok: 21., 22., i 23. rujna 2015.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Antun Galović

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

POPIS SLIKA	2
POPIS TABLICA.....	3
POPIS OZNAKA	4
SAŽETAK.....	7
SUMMARY	8
1. UVOD.....	9
2. OPĆENITO O VLAŽNOM ZRAKU	10
2.1 Karakteristične veličine stanja vlažnog zraka	11
2.1.1 Sadržaj vlage vlažnog zraka	12
2.1.2 Relativna vlažnost	16
2.2 h_{1+x} , x - dijagram za vlažni zrak	20
2.3 Specifična eksergija vlažnog zraka	21
3. RAZRADA ZADANOG PROBLEMA	25
3.1 Definiranje pojedinih točaka procesa	25
3.2 Određivanje karakterističnih veličina stanja	27
3.2.1 Stanje okoliša	27
3.2.2 Stanje vlažnog zraka u prostoriji	27
3.2.3 Stanje vanjskog zraka.....	29
3.2.4 Stanje zraka nakon ovlaživanja vodom temperature $\vartheta_w = 12^\circ\text{C}$	30
3.2.5 Stanje zraka ubacivanja u prostoriju	31
3.3 Veličine stanja vode za ovlaživanje i vode za zagrijavanje	32
3.4 Masena i energijska analiza procesa	33
3.4.1 Mješalište	33
3.4.2 Zagrijavanje.....	36
3.4.3 Ovlaživanje.....	37
3.5 Eksergijska analiza procesa.....	38
3.5.1 Eksergijska destrukcija unutar mješališta	39
3.5.2 Eksergijska destrukcija prvog grijača zraka.....	40
3.5.3 Eksergijska destrukcija ovlaživača zraka	41
3.5.4 Eksergijska destrukcija drugog grijača zraka.....	42
3.5.5 Eksergijska destrukcija cjelokupnog procesa.....	43
3.5.6 Eksergijski stupanj djelovanja cjelokupnog procesa.....	43
4. PRIKAZ REZULTATA PRORAČUNA.....	44
5. ZAKLJUČAK.....	49
6. LITERATURA	50
7. PRILOZI.....	51

POPIS SLIKA

Slika 1	h_{1+x} , x - dijagram za vlažni zrak	20
Slika 2	Shema procesa za pripremu zraka	25
Slika 3	Prikaz procesa u h_{1+x} , x - dijagramu	26
Slika 4	Model adijabatskog mješališta	33
Slika 5	Model adijabatskog ovlaživanja	37
Slika 6	Shema eksergijske destrukcije u mješalištu	39
Slika 7	Shema eksergijske destrukcije unutar prvog grijača	40
Slika 8	Shema eksergijske destrukcije u ovlaživaču	41
Slika 9	Shema eksergijske destrukcije u drugom grijaču	42
Slika 10	Toplina odvedena u prvom (3-4) i drugom (5-6) grijaču i maseni protok vode za ovlaživanje temperature $\vartheta = 12^{\circ}\text{C}$, u zavisnosti o masenom udjelu, g_1 , struje zraka iz prostorije	44
Slika 11	Eksergijski gubitak unutar mješališta (1-2) i uslijed ovlaživanja (4-5), u u zavisnosti o masenom udjelu, g_1 , struje zraka iz prostorije.....	45
Slika 12	Eksergijski gubitak u prvom(3-4) i drugom(5-6) grijaču, te ukupni eksergijski gubitak(1-6), u zavisnosti o masenom udjelu, g_1 , struje zraka iz prostorije.....	46
Slika 13	Postotni omjer pojedinog eksergijskog gubitka i ukupne eksergije na ulazu $\Delta Ex/Ex_{ul}$ (može se reći da predstavlja postotni udio eksergijske destrukcije pojedinog procesa u ukupnoj eksergijskoj destrukciji ΔEx_{1-6}), i eksergijski stupanj djelovanja cjelokupnog procesa u zavisnosti o masenom udjelu, g_1 , struje zraka iz prostorije.....	47
Slika 14	Dijagram toka eksergijske destrukcije	48

POPIS TABLICA

Tablica 1	Numeričke vrijednosti $p_s(\vartheta)$, $x_s(\vartheta)$ i $(h_{1+x})(\vartheta)$ za ukupni tlak vlažnog zraka $p = 1$ bar	15
-----------	---	----

POPIS OZNAKA

<u>Latinične Oznake</u>	<u>Mjerna jedinica</u>	<u>Naziv</u>
c_{pd}	J/(kgK)	specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku pregrijane vodene pare
c_{pz}	J/(kgK)	specifični toplinski kapacitet suhog zraka pri konstantnom tlaku
c_w	J/(kgK)	specifični toplinski kapacitet kapljevite vode
Ex	W	eksergija vlažnog zraka
Ex_z	W	eksergija suhog zraka
Ex_d	W	eksergija pregrijane vodene pare
Ex_w	W	eksergija kapljevite vode za ovlaživanje
Ex_{w1}	W	eksergija polazne vode u grijaču
Ex_{w2}	W	eksergija povratne vode u grijaču
ex	W/kg	specifična eksergija vlažnog zraka
ex_d	W/kg	specifična eksergija pregrijane vodene pare
ex_z	W/kg	specifična eksergija suhog zraka
ex_{w1}	W/kg	specifična eksergija polazne vode u grijaču
ex_{w2}	W/kg	specifična eksergija povratne vode u grijaču
ex_{1+x}	W/kg	specifična eksergija vlažnog zraka svedena na kilogram suhog zraka
ΔEx	W	gubitak eksergije ili eksergijska destrukcija
g_1	- (kg/kg)	maseni udio struje 1 u struji mješavini
g_{1maks}	- (kg/kg)	maksimalan maseni udio struje 2 u struji mješavine
g_2	- (kg/kg)	maseni udio struje 2 u struji mješavine
H_{vz}	J	entalpija vlažnog zraka
h_d	J/kg	specifična entalpija pregrijane vodene pare
h_z	J/kg	specifična entalpija suhog zraka
h_w	J/kg	specifična entalpija vlage

h_{1+x}	J/kg	specifična entalpija vlažnog zraka svedena na kilogram suhog zraka
M_d	kg/kmol	molarna masa pregrijane vodene pare
M_z	kg/kmol	molarna masa suhog zraka
m_d	kg	masa pregrijane vodene pare
m_z	kg	masa suhog zraka
m_w	kg	ukupna masa vode (vlage)
n_d	mol (kmol)	količina suhog zraka u vlažnom zraku
n_z	mol (kmol)	količina vodene pare u vlažnom zraku
p	Pa	tlak
p_0	Pa	tlak okoliša
p_d	Pa	parcijalni tlak vodene pare u vlažnom zraku
p_{d0}	Pa	parcijalni tlak vodene pare u vlažnom zraku pri temperaturi okoliša
p_s	Pa	parcijalni tlak vodene pare zasićenog vlažnog zraka
p_z	Pa	parcijalni tlak suhog zraka u vlažnom zraku
p_{z0}	Pa	parcijalni tlak suhog zraka u vlažnom zraku pri temperaturi okoliša
q_m	kg/s	maseni protok suhog zraka u vlažnom zraku
q_{m1}	kg/s	maseni protok suhog zraka iz prostorije u vlažnom zraku
q_{m2}	kg/s	maseni protok vanjskog zraka u vlažnom zraku
q_{V6}	m ³ /s	volumenski protok suhog zraka u prostoriji u vlažnom zraku
q_{mw}	kg/s	maseni protok vode za ovlaživanje
q_{mw1}	kg/s	maseni protok vode u prvom grijaču zraka
q_{mw2}	kg/s	maseni protok vode u drugom grijaču zraka
R_d	J/(kgK)	plinska (individualna) konstanta pregrijane vodene pare
R_z	J/(kgK)	plinska (individualna) konstanta suhog zraka
r_0	J/kg	specifična toplota isparivanja pri određenom

s	J/(kgK)	specifična entropija
s_0	J/(kgK)	specifična entropija u ravnoteži s okolišem
T	K	termodinamička temperatura
T_0	K	termodinamička temperatura okoliša
V	m ³	volumen vlažnog zraka
v_{vz}	m ³ /kg	specifični volumen vlažnog zraka
v_z	m ³ /kg	specifični volumen suhog zraka
v_{1+x}	m ³ /kg	specifični volumen vlažnog zraka sveden na kilogram suhog zraka
x	kg/kg	sadržaj vlage u vlažnom zraku
x_d	kg/kg	sadržaj parovite vlage u vlažnom zraku
x_s	kg/kg	sadržaj vlage zasićenog vlažnog zraka

Grčke oznake

ε	- (W/W)	eksergijski stupanj djelovanja cjelokupnog procesa
ϑ	°C	(Celzijeva) temperatura
ϑ_w	°C	(Celzijeva) temperatura vode za ovlaživanje
ϑ_{w1}	°C	(Celzijeva) temperatura polazne vode u grijaču zraka
ϑ_{w2}	°C	(Celzijeva) temperatura povratne vode u grijaču zraka
χ_d	kmol/kmol	molna vlažnost zraka
χ_{d0}	kmol/kmol	molna vlažnost zraka u ravnoteži s okolišem
ρ_d	kg/m ³	gustoća vodene pare u vlažnom zraku
ρ_s	kg/m ³	gustoća suhozasićene vodene pare u vlažnom zraku
Φ_{gr1}	W	toplinski tok u prvom grijaču
Φ_{gr2}	W	toplinski tok u drugom grijaču
φ	- (mol/mol)	relativna vlažnost vlažnog zraka

SAŽETAK

U okviru ovog rada razvijen je matematički model energijske i eksergijske analize pripreme vlažnog zraka za zagrijavanje prostora u zimskim uvjetima. Matematički model obuhvaća sve relevantne jednačbe koje proizlaze iz energijske i masene bilance postavljene za svaki segment procesa pripreme vlažnog zraka, kao i odgovarajuće jednačbe koje za svaki segment procesa opisuju nastalu eksergijsku destruktiju. U okviru zadatka pokazano je kako eksergija vlažnog zraka ovisi o toplinskoj, mehaničkoj ali i kemijskoj neravnoteži s okolišem.

Glavni cilj zadatka je pronalaženje funkcijske ovisnosti eksergijske destruktije pojedinog procesa, kao i eksergijski stupanj djelovanja cjelokupnog procesa o masenom udjelu suhog zraka iz prostorije, te njihov dijagramski prikaz kako bi se mogli međusobno usporediti pojedini procesi pripreme vlažnog zraka.

Ključne riječi: Vlažni zrak, eksergija, destruktija, energija, priprema vlažnog zraka

SUMMARY

In this paper a mathematical model is developed for the energy and exergy analysis with moist air for space heating in winter conditions. The mathematical model includes all relevant equations arising from the energy and mass balance configured for each segment of the preparation process of moist air, as well as the corresponding equations for each segment of the process describing the resulting exergy destruction. As part of the task has been shown to Exergy moist air depends on the thermal, mechanical or chemical imbalance with the environment.

The main objective of the task is to find the functional dependence of Exergy destruction of a single process, and the exergy efficiency of the overall process of the mass fraction of dry air from the room, and their diagrammatic view in order to compare each individual processes with moist air.

1. UVOD

U okviru dodiplomske nastave iz kolegija Termodinamike I upoznao sam se s nepovratnim (ireverzibilnim) procesima a kroz kolegij Termodinamika II stekao sam određena znanja iz područja vlažnog zraka. To je vrlo značajno područje termodinamike koje se bavi procesima s vlažnim zrakom i pripremom vlažnog zraka te ima široku primjenu, kao na primjer, u tehnologiji sušenja, u području klimatizacije stambenih i poslovnih prostora i u meteorologiji.

Jasno je da za je navedene procese potrebna energija koja se mora utrošiti na pripremu vlažnog zraka. Mnogi procesi s vlažnim zrakom su istraženi zakonima održanja mase i energije, a uvid u osnovne procese je prikazan kroz kolegij Termodinamika II.

Kroz taj kolegij sam se upoznao s osnovnim procesima pripreme vlažnog zraka: zagrijavanja i ohlađivanja struje vlažnog zraka, neadijabatskog (adijabatskog) miješanja struja vlažnog zraka, i ovlaživanja struje vlažnog zraka vodenom parom i kapljevitom vodom. Postavljanjem II. Zakona termodinamike na navedene procese dobivamo uvid u gubitke uslijed nepovratnosti (ireverzibilnosti) pojedinog procesa, mogućnost njihove međusobne usporedbe, kao i načine optimizacije (poboljšanja) .

U kontekstu ovog rada, baviti ću se energijskom i eksergijskom analizom pripreme vlažnog zraka, te iznalaženjem kriterija za međusobnu usporedbu osnovnih procesa za pripremu vlažnog zraka. Analiza će uključivati nastalu eksergijsku destrukciju struje vlažnog zraka za svaki osnovni proces zasebno, te ukupnu eksergijsku destrukciju kao njihovu sumu. Sve tražene veličine, prikazat će se, u zavisnosti o masenom omjeru suhog zraka struje koja izlazi iz prostorije i suhog zraka struje nastale mješavine.

2. OPĆENITO O VLAŽNOM ZRAKU

Vlažni zrak predstavlja dvojnu smjesu suhog zraka i vlage. Suhi zrak se pojavljuje samo u plinovitom obliku, a vlaga se, kao drugi sudionik, može pojaviti u plinovitom, kapljevitom i u krutom agregatnom stanju.

Zrak je naziv za plinsku smjesu koja čini Zemljin omotač i njezin volumni (molni) sastav je razmjerno stalan te iznosi otprilike: 79% dušika, 21% kisika i do 1% ostalih plinova (argon, ugljikov dioksid itd.). Temperatura suhog zraka u kritičnoj točki iznosi -141°C , što je mnogo niže od temperaturnog područja koje se koristi u procesu pripreme vlažnog zraka za grijanje prostorije zimi, te će se zbog toga suhi zrak tretirati kao idealni plin.

Ako se vlaga u binarnoj smjesi javlja u obliku vodene pare, tada je, prema Daltonovu zakonu mješanja, sveukupni tlak p smjese, jednak zbroju parcijalnog tlaka suhog zraka p i parcijalnog tlaka vodene pare p_d .

$$p = p_z + p_d \quad (1)$$

U mnogim slučajevima primjene vlažnog zraka, sveukupni tlak mješavine neće se bitno razlikovati od atmosferskog tlaka.

Parcijalni tlak vodene pare p_d ograničen je njezinim tlakom zasićenja p_s , koji prema krivulji napetosti za vodu ovisi o temperaturi. Tlak zasićenja p_s kapljevina - para poprima niske vrijedosti tlaka zasićenja do temperatura $+50^{\circ}\text{C}$ (0,112335bar) pa se za to područje vodenu paru može tretirati kao idealni plin tj. za određivanje veličina stanja vodene pare u tome području može se primjeniti jednadžba stanja idealnog plina. Kako prisustvo suhog zraka ne mijenja položaj linija napetosti vode, tada linije napetosti kapljeva - para i krutina - para određuju tri područja vlažnog zraka:

a) nezasićeni vlažni zrak, u čijem području vlažni zrak sadrži vlagu u obliku pregrijane vodene pare. Krajnje moguće dodatno stanje je i zasićeni vlažni zrak gdje je $p_d(\vartheta)=p_s(\vartheta)$, gdje nema izlučivanja vlage u obliku krutine niti u obliku kapljevine. Vlaga se javlja kao suhozasićena vodena para.

b) zasićeni vlažni zrak s kapljevitim kondenzatom. U ovom je toplinskom stanju temperatura vlažnog zraka veća od temperature trojne točke vode $0,01^{\circ}\text{C}$, te je zrak zasićen vlagom u obliku suhozasićene vodene pare, $p_d(\vartheta)=p_s(\vartheta)$, a ostatak (višak) vlage izlučio se u vodu u obliku vodene magle ili u obliku vodenog taloga.

c) zasićeni vlažni zrak s vlagom u obliku krutine. Toplinsko stanje kada je temperatura vlažnog zraka manja od temperature trojne točke vode $0,01^{\circ}\text{C}$, pri čemu vlažni zrak sadrži vlagu u obliku suhozasićene vodene pare i led koji se najčešće pojavljuje u obliku mraza ili ledene magle.

Kako je temperaturno područje vlažnog zraka u zadatku između 0°C i 28°C , a tlak približno jednak tlaku okoliša 1 bar, to znači daje vlažni zrak u nezasićenom području u kojemu se vlaga pojavljuje kao pregrijana vodena para. Zbog toga se pregrijana para promatra kao idealni plin za koji vrijedi jednačina stanja, što bitno pojednostavljuje proračun.

2.1 Karakteristične veličine stanja vlažnog zraka

Praćenje promjena stanja vlažnog zraka vršit će se praćenjem relevantnih promjena njihovih veličina stanja, stoga je potrebno prvo pojasniti način određivanja tih veličina.

U većini procesa s vlažnim zrakom masa vlage se mijenja, a da je pritom masa suhog zraka konstantna, pa se zbog toga mijenja i masa vlažnog zraka. Zbog toga se, kao osnovu računanja, odabire konstantna referentna veličina, masa suhog zraka. Shodno tome sve specifične veličine stanja vlažnog zraka iskazane su po kilogramu suhog zraka!

2.1.1 Sadržaj vlage vlažnog zraka

Za određivanje toplinskog stanja vlažnog zraka potrebno je poznavati, osim veličina stanja, tlaka p i temperature ϑ , još i bilo masene bilo količinske udjele sudionika u smjesi.

Izraz kojim se određuje maseni udio vlage u smjesi vlažnog zraka, izražen u kilogramima vlage po kilogramu suhog zraka, glasi

$$x = \frac{m_w}{m_z} \quad (2)$$

i naziva se sadržaj vlage, kod koje je varijabilna masa vlage svedena na konstantnu masu suhoga zraka. Budući da tako definiran sadržaj vlage predstavlja odnos masa različitih tvari, on nije bezdimenzijski broj. Vrijednost sadržaja vlage kreće se u intervalu $0 \leq x \leq +\infty$. Ako je $x = 0$, tada se radi o samo o suhom zraku, a ako $x \rightarrow +\infty$, radi se ili o kapljevitoj vodi, ili vodenj pari ili ledu.

Iz toga proizlazi da je stanje vlažnog zraka određeno s *tri* veličine stanja: sveukupnim tlakom p , temperaturom ϑ i sadržajem vlage x .

Tako dugo dok je parcijalni tlak p_d vodene pare manji od tlaka zasićenja p_s pri istoj temperaturi ϑ vlažnog zraka, vlaga je u zraku sadržana u obliku vodene pregrijane vodene pare, pa se parcijalni tlakovi vodene pare i suhog zraka mogu računati prema jednačbi stanja idealnog plina. Suhi zrak i vodena para pokoravaju se Daltonovom zakonu mješanja idealnih plinova, koji kaže da u smjesi idealnih plinova svaki plin zauzima čitav raspoloživi volumen i stoji pod svojim parcijalnim tlakom, koji je određen vrstom plina, temperaturom i volumenom smjese.

Jednadžba stanja za vodenu paru, kojoj se u daljnjem izlaganju pridružuje indeks d, u smjesi vlažnog zraka volumena V i temperature T jest

$$p_d = m_d R_d T \quad (3)$$

a za suhi zrak jednadžba stanja glasi

$$p_z = m_z R_z T \quad (4)$$

Međusobnim djeljenjem gornjih jednadžbi dobiva se

$$\frac{m_d}{m_z} = \frac{p_d R_z}{p_z R_d} \quad (5)$$

Veličine R_u i R_d predstavljaju individualne plinske konstante suhoga zraka i vodene pare, koje se mogu izračunati iz opće plinske konstante R_m i pripadajuće molarne mase M ; $R=R_m/M$, pa se gornju jednadžbu može zapisati kao

$$x_d = \frac{M_d}{M_z} \frac{p_d}{p_z} \quad (6)$$

Molarna masa zraka je $M_z = 28,96$ kg/kmol, a vodene pare $M_d = 18$ kg/kmol, tako da se, nakon uvrštavanja ovih vrijednosti u gornju jednadžbu dobiva

$$x_d = 0,622 \frac{p_d}{p_z} \quad (7)$$

Parcijalni tlak suhog zraka, iz jednadžbe (1) glasi

$$p_z = p - p_d \quad (8)$$

uvrštavanjem jednačbe (8) u (7) slijedi

$$x_d = 0,622 \frac{p_d}{p - p_d} \quad (9)$$

Omjer parcijalnih tlakova vodene pare i suhog zraka u vlažnom zraku predstavlja ujedino i količinski ili molni omjer tih sudonika, pa se stoga definira i molna vlažnost, koja se označava s κ_d

$$\kappa_d = \frac{p_d}{p_z} = \frac{n_d}{n_z} \quad (10)$$

pri čemu n_d predstavlja broj kilomola vodene pare, a n_u broj kilomola suhog zraka u smjesi vlažnog zraka. Pomoću jednačbe lako se dolazi do veze između sadržaja vlage x_d i molne vlažnosti κ_d

$$\kappa_d = 1,61x_d \quad (11)$$

Kada parcijalni tlak vodene pare p_d postigne, za zadanu temperaturu vlažnog zraka pripadajući tlak zasićenja p_s , to jest $p_d(\vartheta)=p_s(\vartheta)$, tada vlažni zrak postaje zasićen. Stanje vodene pare u vlažnom zraku postiglo je tada liniju rošenja, vodena para više nije pregrijana nego suhozasićena. Sadržaj vlage za stanje zasićenog zraka dobije se kada u jednadžbu umjesto parcijalnog tlaka vodene pare p_d uvrstimo tlak zasićenja $p_s(\vartheta)$.

$$x_s(p, \vartheta) = 0,622 \frac{p_s(\vartheta)}{p - p_s(\vartheta)} \quad (12)$$

Iz jednadžbe se vidi da sadržaj vlage x_s ovisi o temperaturi ϑ i o ukupnom tlaku vlažnog zraka p . Vrijednosti p_s , x_s i ρ_s , kao funkcije temperature ϑ , mogu se odrediti pomoću h_{1+x} , x - dijagrama za vlažni zrak ili pomoću tablica. Jedna takva tablica koja daje parcijalne tlakove p_s , sadržaj vlage x_s i specifičnu entalpiju vlažnog zraka h_{1+x} u funkciji temperature ϑ uz ukupni tlak vlažnog zraka $p = 1$ bar.

Tablica 1 Numeričke vrijednosti $p_s(\vartheta)$, $x_s(\vartheta)$ i $(h_{1+x})(\vartheta)$ za ukupni tlak vlažnog zraka $p = 1$ bar

ϑ °C	p_s mbar	x_s g/kg	(h_{1+x}) kJ/kg
-20	1,029	0,64070	-18,5230
-15	1,651	1,0286	-12,5332
-10	2,594	1,6177	-6,0371
-5	4,010	2,5043	1,2115
0	6,108	3,8225	9,5563
10	12,270	7,7267	29,5160
12	14,014	8,8406	34,3662
15	17,039	10,7820	42,3421
20	23,37	14,8840	57,8845
22	26,42	16,8792	65,0247
25	31,66	20,3364	76,9472
28	37,78	24,4218	90,5143
30	42,41	27,5473	100,6132
35	56,22	37,0519	130,3076
40	73,75	49,5250	167,8385

2.1.2 Relativna vlažnost

Relativna vlažnost predstavlja omjer između parcijalnog tlaka vodene pare pri temperaturi T i parcijalnog tlaka zasićenja pri istoj temperaturi, i koristi se najčešće u meteorologiji za prikazivanje sadržaja vlage u nezasićenom vlažnom zraku.

$$\varphi = \frac{\rho_d(T)}{\rho_s(T)} = \frac{p_d(T)}{p_s(T)} \quad (13)$$

Jasno je vidljivo iz prethodnog izraza da je to bezdimenzijski broj koji se u praksi prikazuje u postotcima.

Interval unutar kojega se nalaze vrijednosti relativne vlažnosti je $0 \leq \varphi \leq 1$. Ako je $\varphi = 0$, govori se u suhom zraku, odnosno ako je $\varphi = 1$, vlažni zrak je zasićen. Relativna vlažnost ima svoj smisao samo u području nezasićenog zraka, a ako je $x > x_s$ tada ona gubi svoj smisao glede sadržaja vlage, jer tada parcijalni tlak vodene pare ne označuje više sastav vlažnog zraka.

Uvrštavanjem izraza (13) u (9) dobila se veza između relativne vlažnosti i sadržaja vlage

$$x_d = 0,622 \frac{\varphi p_s(\vartheta)}{p - \varphi p_s(\vartheta)} \quad (14)$$

2.1.3 Specifični volumen vlažnog zraka

Za masu za koju se računa specifični volumen vlažnog zraka uzima se masu suhog zraka m_z , te se shodno tome specifični volumen definira kao

$$v_{1+x} = \frac{V}{m_z} \quad (15)$$

Tako definiran specifični volumen razlikuje se od uobičajene definicije specifičnog volumena vlažnog zraka v_{vz} , kod kojeg se uzima u obzir sveukupna masa vlažnog zraka

$$v_{vz} = \frac{V}{m_z + m_d} \quad (16)$$

Djeljenjem brojnika i nazivnika jednadžbe (16) s masom suhog zraka m_z , te koristeći dodatno (2) i (15) dobiva se veza između v_{1+x} i v_{vz} .

$$v_{1+x} = (1 + x)v_{vz} \quad (17)$$

Ako je vlažni zrak nezasićen, to jest ako je $0 \leq x = x_d \leq x_s$, tada se za suhi zrak i vodenu paru može primjeniti jednadžba stanja idealnog plina, pa je

$$v_{1+x} = v_z + x_d v_d$$

$$v_{1+x} = \frac{R_z T}{p} + x_d \frac{R_d T}{p} = \frac{R_d T}{p} \left(\frac{R_z}{R_d} + x_d \right)$$

Uvrštavanjem vrijednosti $R_d = 461,5 \text{ J/(kgK)}$ i $R_z = 287,2 \text{ kJ/(kgK)}$ u gornju jednadžbu dolazi se do izraza za specifični volumen vlažnog zraka svedenog na kilogram suhog zraka m^3/kg .

$$v_{1+x} = 461,5 \frac{T}{p} (0,622 + x_d) \quad (18)$$

2.1.4 Specifična entalpija vlažnog zraka

Entalpija vlažnog zraka, kao ekstezivna veličina stanja, dobiva se zbrojem entalpija oba sudionika; suhog zraka i vlage

$$H_{vz} = m_z h_z + m_w h_w \quad (19)$$

U gornjoj jednadžbi h_z označuje specifičnu entalpiju suhog zraka, a h_w specifičnu entalpiju vlage. Entalpija vlažnog zraka svodi se na masu suhog zraka m_z , a označuje se s h_{1+x} , i dobije se ako se jednadžbu (19) podjeli s masom suhog zraka, i uvede jednadžbu (2)

$$h_{1+x} = h_z + x h_w \quad (20)$$

Specifična entalpija suhog zraka računa se prema izrazu

$$h_z = c_{pz} \vartheta \quad (21)$$

u kojemu c_{pz} predstavlja specifični toplinski kapacitet suhog zraka pri konstantnom tlaku, i iznosi $c_{pz} = 1005 \text{ J/(kgK)}$.

Prilikom računanja specifične entalpije vlage h_w treba paziti dali je vlažni zrak nezasićen, zasićen s kapljevitom vlagom ili zasićen s kapljevitom vlagom i ledenom maglom. Zbog toga što se vlažni zrak u zadatku nalazi u nezasićenom području, prikazat će se samo slučaj određivanja specifične entalpije vlage u nezasićenom vlažnom zraku.

Već je ranije utvrđeno da se vodena para tretira kao idealni plin, te shodno tome joj specifična entalpija ne ovisi o tlaku nego samo o temperaturi. To znači da dvije točke koje imaju istu temperaturu T i različite tlakove imaju istu specifičnu entalpiju. Za takvo stanje vlage veličine x i h_w u jednadžbi (19) prelaze u x_d i h_d , pa se može pisati

$$h_{1+x} = h_z + x_d h_d \quad (22)$$

Uzme li se da je specifični toplinski kapacitet c_{pd} pregrijane vodene pare pri konstantnom tlaku konstantan, tada specifična entalpija h_d pregrijane vodene pare računa prema jednadžbi

$$h_d = r_0 + c_{pd} \vartheta \quad (23)$$

gdje r_0 predstavlja specifičnu toplinu isparivanja vode pri temperaturi 0°C i koja iznosi 2500 (kJ/kg), a produkt $c_{pd}\vartheta$ toplinu pregrijanja jednog kilograma suhozasićene vodene pare od temperature 0°C na temperaturu $\vartheta^\circ\text{C}$. Vrijednost c_{pd} iznosi $c_{pd} = 1,93$ (kJ/kgK).

Uvrstivši jednadžbe (23) i (21) u (22) dobiva se izraz za specifičnu entalpiju nezasićenog vlažnog zraka

$$h_{1+x} = c_{pz} \vartheta + x_d(r_0 + c_{pd} \vartheta) \quad (24)$$

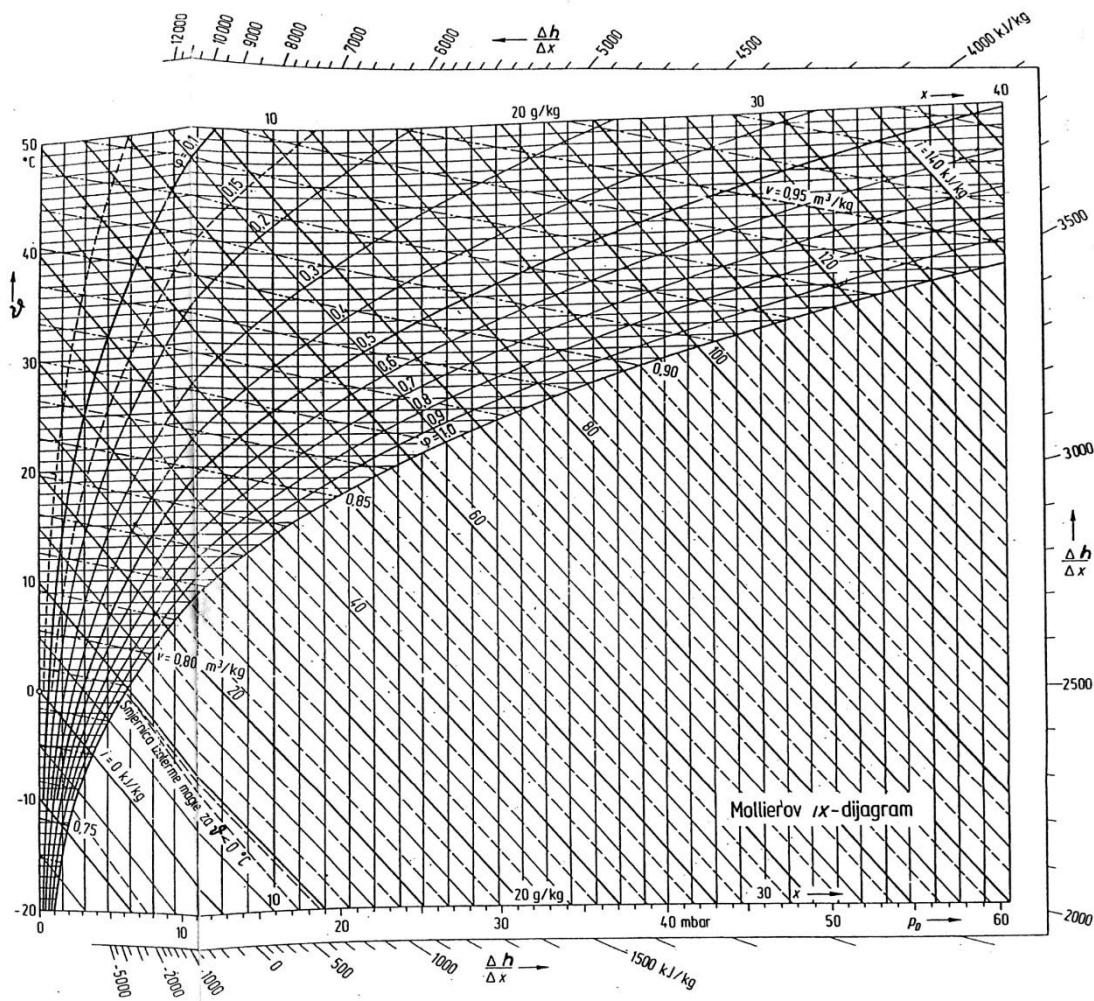
izraženu u džulima po kilogramu suhog zraka, J/kg.

2.2 h_{1+x}, x - dijagram za vlažni zrak

h_{1+x}, x - dijagram za vlažni zrak koristi se kako bi se prikazala toplinska stanja i promjene stanja vlažnog zraka. Na ordinati mu se nalazi specifična entalpija vlažnog zraka, a na apscisi sadržaj vlage x i obično se u tehničkoj literaturi koristi takvim dijagramom za ukupni tlak p vlažnog zraka kao parametrom, a najčešća vrijednost mu je $p = 1$ bar.

U tom dijagramu su također ucrtane krivulje relativne vlažnosti zraka, te je posebno značajna krivulja $\phi = 1$, koja si dobije spajanjem točaka sadržaja pare zasićenog zraka (naziva se još i linija rošenja, zasićenja).

Jedan takav dijagram kvantitativno prikazuje slika 1.



Slika 1 h_{1+x}, x - dijagram za vlažni zrak

2.3 Specifična eksergija vlažnog zraka

Eksergija u termodinamici predstavlja maksimalan rad otvorenog sustava.

Eksergija vlažnog zraka, kao ekstezivna veličina stanja, računa se kao zbroj eksergije suhog zraka i eksergije vlage

$$Ex = Ex_z + Ex_d \quad (25)$$

I u ovom slučaju, eksergija vlažnog zraka, svodi se na masu suhog zraka, a označuje se s (ex_{1+x}), i dobiva se ako se gornju jednadžbu podjeli s masom suhog zraka i uvede se jednadžba (2)

$$ex_{1+x} = ex_z + x_d ex_d \quad (26)$$

Specifične eksergije suhog zraka i vlage računaju se prema izrazu

$$ex_z = c_{pz}(T - T_0) - T_0(s - s_0) \quad (27)$$

$$ex_d = c_{pd}(T - T_0) - T_0(s - s_0) \quad (28)$$

Pri čemu izraz $s-s_0$ predstavlja promjenu specifične entropije, i za suhi zrak i vlagu glasi

$$(s - s_0)_z = c_{pz} \ln \frac{T}{T_0} - R_z \ln \frac{p_z}{p_{z0}} \quad (29)$$

$$(s - s_0)_d = c_{pd} \ln \frac{T}{T_0} - R_d \ln \frac{p_d}{p_{d0}} \quad (30)$$

u gornjem izrazu T_0 predstavlja temperaturu okoliša, a p_{z0} i p_{d0} tlak suhog zraka, odnosno vlage, pri okolišnoj temperaturi T_0 . Uvrštavanjem jednadžbi (29) i (30) u (27) i (28) slijedi

$$ex_z = c_{pz}(T - T_0) - T_0 \left(c_{pz} \ln \frac{T}{T_0} - R_z \ln \frac{p_z}{p_{z0}} \right) \quad (31)$$

$$ex_d = c_{pd}(T - T_0) - T_0 \left(c_{pd} \ln \frac{T}{T_0} - R_d \ln \frac{p_d}{p_{d0}} \right) \quad (32)$$

jednadžbe (8) u (9) dolazimo do izraza za molnu vlažnost

$$\kappa_d = \frac{p_d}{p - p_d} \quad (33)$$

iz čega slijedi

$$\kappa_d p - p_d \kappa_d = p_d \quad (34)$$

sređivanjem gornje jednadžbe dolazi se do izraza za parcijalni tlak vlage vlažnog zraka

$$p_d = \frac{p \kappa_d}{1 + \kappa_d} \quad (35)$$

Analogno tome dobije se izraz za parcijalni tlak vlage u vlažnom zraku pri temperaturi okoliša T_0

$$p_{d0} = \frac{p_0 \kappa_{d0}}{1 + \kappa_{d0}} \quad (36)$$

Djeljenjem jednadžbe (35) s (36) dobije se odnos između p_d i p_{d0}

$$\frac{p_d}{p_{d0}} = \frac{\frac{p \kappa_d}{1 + \kappa_d}}{\frac{p_0 \kappa_{d0}}{1 + \kappa_{d0}}} \quad (37)$$

$$\frac{p_d}{p_{d0}} = \frac{p}{p_0} \frac{\kappa_d}{\kappa_{d0}} \frac{1 + \kappa_{d0}}{1 + \kappa_d} \quad (38)$$

Omjer između parcijalnog tlaka zraka p_z i parcijalnog tlaka zraka pri okolišnoj temperaturi p_{z0} , dobije se na slijedeći način

$$\frac{p_z}{p_{z0}} = \frac{p - p_d}{p - p_{d0}} = \frac{p - \frac{p \kappa_d}{1 + \kappa_d}}{p - \frac{p_0 \kappa_{d0}}{1 + \kappa_{d0}}} = \frac{\frac{p + p \kappa_d - p \kappa_d}{1 + \kappa_d}}{\frac{p + p_0 \kappa_{d0} - p_0 \kappa_{d0}}{1 + \kappa_{d0}}} \quad (39)$$

$$\frac{p_z}{p_{z0}} = \frac{p}{p_0} \frac{1 + \kappa_{d0}}{1 + \kappa_d} \quad (40)$$

Uvrštavanjem jednadžbe (40) u (31) i (39) u (32), zatim (31) i (32) u jednadžbu (26) dobije se

$$\begin{aligned} ex_{1+x} = & c_{pz}(T - T_0) - T_0 \left(c_{pz} \ln \frac{T}{T_0} - R_z \ln \frac{p}{p_0} \frac{1 + \kappa_{d0}}{1 + \kappa_d} \right) + x_d c_{pd}(T - T_0) \\ & - x_d T_0 (c_{pd} \ln \frac{T}{T_0} - R_d \ln \frac{p}{p_0} \frac{\kappa_d}{\kappa_{d0}} \frac{1 + \kappa_{d0}}{1 + \kappa_d}) \end{aligned} \quad (41)$$

te naknadnim sređivanjem

$$\begin{aligned} ex_{1+x} = & c_{pz}(T - T_0) - T_0 c_{pz} \ln \frac{T}{T_0} + T_0 R_z \ln \frac{p}{p_0} \frac{1 + \kappa_{d0}}{1 + \kappa_d} + x_d c_{pd}(T - T_0) \\ & - x_d T_0 c_{pd} \ln \frac{T}{T_0} + x_d T_0 R_d \ln \frac{p}{p_0} \frac{\kappa_d}{\kappa_{d0}} \frac{1 + \kappa_{d0}}{1 + \kappa_d} \end{aligned} \quad (41a)$$

$$\begin{aligned}
ex_{1+x} = & c_{pz}(T - T_0) - T_0 c_{pz} \ln \frac{T}{T_0} + T_0 R_z \ln \frac{p}{p_0} \frac{1 + \kappa_{d0}}{1 + \kappa_d} + x_d c_{pd}(T - T_0) \\
& - x_d T_0 c_{pd} \ln \frac{T}{T_0} + x_d T_0 R_d \ln \frac{p}{p_0} \frac{\kappa_d}{\kappa_{d0}} \frac{1 + \kappa_{d0}}{1 + \kappa_d}
\end{aligned} \quad (41b)$$

$$\begin{aligned}
ex_{1+x} = & T_0 \left[c_{pz} \left(\frac{T}{T_0} - 1 \right) - c_{pz} \ln \frac{T}{T_0} + x_d c_{pd} \left(\frac{T}{T_0} - 1 \right) - x_d c_{pd} \ln \frac{T}{T_0} \right] \\
& + T_0 R_z \ln \frac{1 + \kappa_{d0}}{1 + \kappa_d} + T_0 R_z \ln \frac{p}{p_0} + x_d T_0 R_d \ln \frac{1 + \kappa_{d0}}{1 + \kappa_d} \\
& + x_d T_0 R_d \ln \frac{\kappa_d}{\kappa_{d0}} + x_d T_0 R_d \ln \frac{p}{p_0}
\end{aligned} \quad (41c)$$

uvrštavanjem jednadžbe (11) u (41c) dobiva se

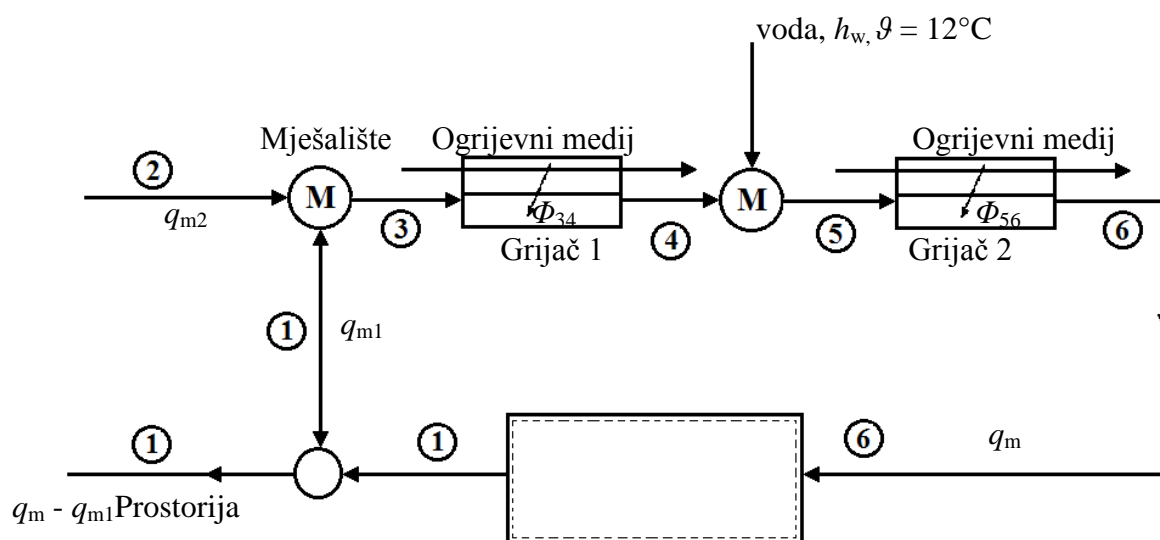
$$\begin{aligned}
ex_{1+x} = & (c_{pz} + x_d c_{pd}) T_0 \left(\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \frac{T}{T_0} \right) + T_0 R_z (1 + \kappa_d) \ln \frac{p}{p_0} \\
& + T_0 R_z \left[(1 + \kappa_d) \ln \frac{1 + \kappa_{d0}}{1 + \kappa_d} + \kappa_d \ln \frac{\kappa_d}{\kappa_{d0}} \right]
\end{aligned} \quad (42)$$

Gornji izraz predstavlja specifičnu eksergiju vlažnog zrakavedenu na kilogram suhog zraka, J/kg. Ona u sebi sadrži sva tri potencijala u odnosu na stanje okoliša: temperaturu vlažnog zraka ϑ , ukupni tlak vlažnog zraka p i relativnu vlažnost zraka ϕ , odnosno sadržaj vlage x_d i molnu vlažnost κ_d .

Prvi pribrojnik gornje jednadžbe predstavlja toplinsku ne ravnotežu, to jest eksergijski doprinos suhog zraka i pregrijane pare zbog njihove različite temperature u odnosu na temperaturu okoliša. Drugi član, mehanička ne ravnoteža, predstavlja eksergijski doprinos uslijed različitog ukupnog tlaka vlažnog zraka u odnosu na tlak okoliša. Kako je u zadatku tlak okoliša jednak tlaku vlažnog zraka, ovaj član će se u daljnjim razmatranjima zanemarti. Posljednji član, kemijska ne ravnoteža, predstavlja doprinos eksergiji uslijed različitog kemijskog sastava vlažnog zraka i vlažnog zraka u okolišnim uvjetima. Za vrijednost vlažnog zraka okolišnog stanja uzima se da je on zasićen.

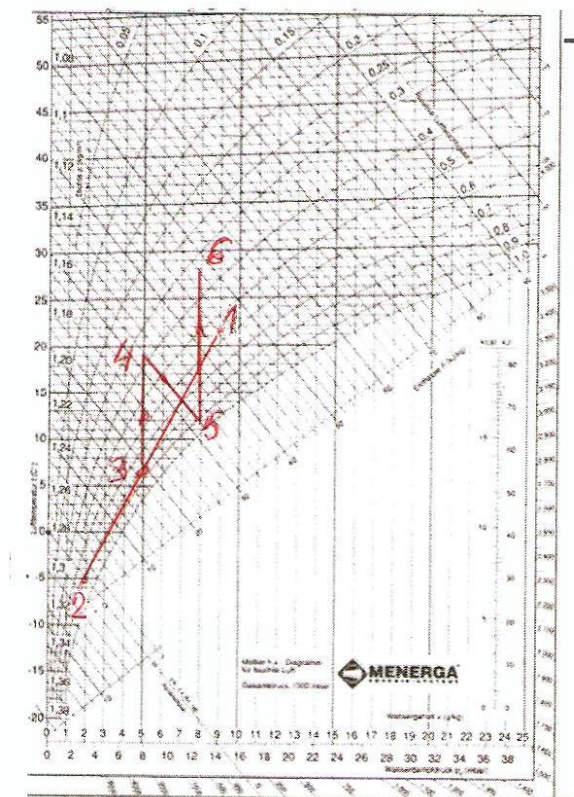
3. RAZRADA ZADANOG PROBLEMA

3.1 Definiranje pojedinih točaka procesa



Slika 2 Shema procesa za pripremu zraka

Na slici 2 prikazana je shema postrojenja za pripremu zraka koja se sastoji od prostorije, mješališta, prvog grijača, ovlaživanja i drugog grijača. Na slici su također prikazana stanja vlažnog zraka. Stanje vlažnog zraka 1 je stanje zraka koje izlazi iz prostorije, pri čemu se jedan dio baca u okoliš a drugi se mješa s vanjskim zrakom iz okoliša koje je definirano stanjem 2. Stanje 3 je stanje vlažnog zraka koje izlazi iz mješališta a stanje 4, nakon prvog grijača. Stanje 5 je nakon ovlaživanja i konačno stanje 6 je stanje ubacivanja vlažnog zraka u prostoriju.



Slika 3 Prikaz procesa u h_{1+x}, x - dijagramu

Na slici 3 je prikaz cjelog procesa u h_{1+x}, x – dijagramu u kojemu se jasno vide sve promjene stanja vlažnog zraka tijekom promatranog procesa. Jasno se vidi kako stanje vlažnog zraka nakon mješanja prati pravac mješanja između točaka 1 i 2, te da ovisi o masenom udjelu pojedine struje u struji zraka nastale mješavine. Točka 4 je određena mješanjem i mogućnošću ovlaživanja vodom temperature $\vartheta_w = 12^\circ\text{C}$. Kako su točke 5 i 6 zadane u zadatku i ne mijenjaju se tijekom procesa, jasno je da će toplinski tok, potreban za zagrijavanje struje vlažnog zraka od stanja 5 do stanja 6, biti konstantan. Iz dijagrama se vidi da sva stanja vlažnog zraka leže unutar nezasićenog područja.

3.2 Određivanje karakterističnih veličina stanja

3.2.1 Stanje okoliša

Za okolišno stanje $p_0=1\text{bar}$, $\vartheta_0=0^\circ\text{C}$, i $\varphi_0=1$ odredit će se molna vlažnost κ_0 kako bi se u nastavku mogla odrediti specifična eksergija za pojedino stanje vlažnog zraka. Kako je ovo stanje zraka zasićeno, te vrijedi $p_d(\vartheta)=p_s(\vartheta)$, uvrštavanjem jednadžbe (11) u (12) dolazi se do izraza za molnu vlažnost

$$\kappa_{d0} = \frac{\varphi p_s(\vartheta)}{p - \varphi p_s(\vartheta)} \quad (43)$$

pri čemu se tlak zasićenja p_s za temperaturu $\vartheta_0=0^\circ\text{C}$ očitava iz tablice 1.

$$\kappa_{d0} = \frac{1 \cdot 0,006108}{1 - 1 \cdot 0,006108} \quad (43a)$$

$$\kappa_{d0} = 0,006146 \text{ kmol/kmol} \quad (43b)$$

3.2.2 Stanje vlažnog zraka u prostoriji

Stanje 1: stanje vlažnog zraka u prostoriji zadano je s $\vartheta_1 = 22^\circ\text{C}$ i $\varphi_1 = 55\%$ i na temelju temperature i relativne vlažnosti zraka, prikazat će se način računanja svih karakterističnih veličina stanja.

Tlak zasićenja p_s za temperaturu $\vartheta_1 = 22^\circ\text{C}$ uzima se iz tablice 1 i iznosi

$$p_{s1} = 0,02642 \text{ bar}$$

Sadržaj vlage stanja 1, x_1 računa se prema izrazu (14)

$$x_1 = 0,622 \cdot \frac{0,55 \cdot 0,02642}{1 - 0,55 \cdot 0,02642}$$

$$x_1 = 0,0091716 \text{ kg/kg}$$

Molna vlažnost κ_{d1} računa se prema izrazu (11)

$$\kappa_{d1} = 1,61 \cdot 0,0091716$$

$$\kappa_{d1} = 0,01475 \text{ kmol/kmol}$$

Specifična entalpija $(h_{1+x})_1$ računa se prema izrazu (24)

$$(h_{1+x})_1 = 1005 \cdot 22 + 0,0091716 \cdot (2500 + 4181 \cdot 22)$$

$$(h_{1+x})_1 = 45\,880 \text{ J/kg}_{sz}$$

Specifični volumen vlažnog zraka $(v_{1+x})_1$ računa se prema izrazu (18)

$$(v_{1+x})_1 = 461,5 \cdot \frac{295,15}{100000} (0,622 + 0,0091716)$$

$$(v_{1+x})_1 = 0,8597 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Specifična eksergija $(ex_{1+x})_1$ računa se prema izrazu (42)

$$\begin{aligned} (ex_{1+x})_1 = & (1005 + 0,0091716 \cdot 4181) \cdot 273,15 \cdot \left(\frac{295,15}{273,15} - 1 - \ln \frac{295,15}{273,15} \right) + 273,15 \\ & \cdot 287,1 \cdot (1 + 0,01475) \cdot \ln \frac{1}{1} + 273,15 \cdot 287,1 \\ & \cdot \left[(1 + 0,01475) \ln \frac{1 + 0,006147}{1 + 0,01475} + 0,01475 \cdot \ln \frac{0,01475}{0,006147} \right] \end{aligned}$$

$$(ex_{1+x})_1 = 1\,212 \text{ J/kg}$$

3.2.3 Stanje vanjskog zraka

Analogno postupku u točki 3.2.2 odredit će se karakteristične veličine stanja i za preostala 3 poznata stanja vlažnog zraka.

Stanje 2: Stanje vanjskog zraka temperature $\vartheta_2 = 0^\circ\text{C}$ i $\varphi_2 = 90\%$.

Tlak zasićenja p_s za temperaturu $\vartheta_0 = 0^\circ\text{C}$

$$p_{s2} = 0,006108\text{bar}$$

Sadržaj vlage x_2

$$x_2 = 0,003822 \text{ kg/kg}$$

Molna vlažnost

$$\kappa_{d2} = 0,005529 \text{ kmol/kmol}$$

Specifična entalpija vlažnog zraka $(h_{1+x})_2$

$$(h_{1+x})_2 = 8\,595 \text{ J/kg}$$

Specifični volumen vlažnog zraka $(v_{1+x})_2$

$$(v_{1+x})_2 = 0,7884 \text{ m}^3/\text{kg}$$

specifična eksergija vlažnog zraka $(ex_{1+x})_2$

$$(ex_{1+x})_2 = 2,507 \text{ J/kg}_{sz}$$

3.2.4 Stanje zraka nakon ovlaživanja vodom temperature $\vartheta_w = 12^\circ\text{C}$

Stanje 5: Stanje zraka nakon ovlaživanja vodom temperature $\vartheta_w = 12^\circ\text{C}$, određeno temperaturom $\vartheta_5 = 12^\circ\text{C}$ i relativnoj vlažnosti $\varphi_5 = 90\%$.

Tlak zasićenja p_{s5} za temperaturu $\vartheta_5 = 12^\circ\text{C}$

$$p_{s5} = 0,01401 \text{ bar}$$

Sadržaj vlage x_5

$$x_5 = 0,007945 \text{ kg/kg}$$

Molna vlažnost \varkappa_{d5}

$$\varkappa_{d5} = 0,012776 \text{ kmol/kmol}$$

Specifična entalpija vlažnog zraka $(h_{1+x})_5$

$$(h_{1+x})_5 = 32\,322 \text{ J/kg}$$

Specifični volumen vlažnog zraka $(v_{1+x})_5$

$$(v_{1+x})_5 = 0,829 \text{ m}^3/\text{kg}$$

specifična eksergija vlažnog zraka $(ex_{1+x})_5$

$$(ex_{1+x})_5 = 477,37 \text{ J/kg}$$

3.2.5 Stanje zraka ubacivanja u prostoriju

Stanje 6: Stanje zraka nakon zagrijavanja u grijaču 2, također i stanje zraka ubacivanja u prostoriju koje je zadano s temperaturom $\vartheta_6 = 28^\circ\text{C}$, sadržajem vlage $x_6 = x_5$ i volumenskim protokom zraka $q_{V6} = 3500 \text{ m}^3/\text{h}$.

Tlak zasićenja p_s , za temperaturu $\vartheta_6 = 28^\circ\text{C}$, iznosi $p_{s6} = 0,03778 \text{ bar}$

Sadržaj vlage $x_6 = x_5$

$$x_6 = 0,007945 \text{ kg/kg}$$

Molna vlažnost κ_{d6}

$$\kappa_{d6} = 0,01277 \text{ kmol/kmol}$$

Specifična entalpija vlažnog zraka $(h_{1+x})_6$

$$(h_{1+x})_6 = 48\,933 \text{ J/kg}$$

Specifični volumen vlažnog zraka $(v_{1+x})_6$

$$(v_{1+x})_6 = 0,8755 \text{ m}^3/\text{kg}$$

specifična eksergija vlažnog zraka $(ex_{1+x})_6$

$$(ex_{1+x})_6 = 1\,606,8 \text{ J/kg}_{sz}$$

Maseni protok suhog zraka q_m , je konstantan i određuje se pomoću izraza

$$q_m = \frac{q_{V6}}{3600(v_{1+x})_6} \quad (44)$$

$$q_m = \frac{3500}{3600 \cdot 0,8755}$$

$$q_m = 1,1105 \text{ kg/s}$$

3.3 Veličine stanja vode za ovlaživanje i vode za zagrijavanje

Specifična entalpija vode za ovlaživanje temperature $\vartheta_w = 12^\circ\text{C}$ računa se prema izrazu

$$h_w = c_{pd} \vartheta_w \quad (45)$$

$$h_w = 4,187 \cdot 12$$

$$h_w = 50\,172 \text{ J/kg}$$

Uvrštavanjem jednadžbe (30) u jednadžbu (28), te uz pretpostavku da je tlak vode za ovlaživanje p_w jednak tlaku okoliša p_0 , slijedi izraz za specifičnu eksergiju vode za ovlaživanje

$$ex_w = c_{pd} (T - T_0) - T_0 c_{pd} \ln \frac{T}{T_0} \quad (46)$$

$$ex_w = c_{pd} \left(T - T_0 - T_0 \ln \frac{T}{T_0} \right) \quad (46a)$$

$$ex_w = 4,187 \left(295,15 - 273,15 - 273,15 \ln \frac{273,15}{295,15} \right)$$

$$ex_w = 1\,071 \text{ J/kg}$$

Struja zraka se zagrijava u grijačima toplinskim tokom koji predaje kapljevita voda ulazne temperature $\vartheta_{w1} = 80^\circ\text{C}$ i izlazne temperature $\vartheta_{w2} = 60^\circ\text{C}$. Specifične eksergije ulazne i izlazne struje vode za grijanje računaju se prema gore navedenom primjeru, pa je shodno tome:

Specifična eksergija ulazne struje ex_{w1}

$$ex_{w1} = 41\,122 \text{ J/kg}$$

Specifična eksergija izlazne struje ex_{w2}

$$ex_{w2} = 24\,083 \text{ J/kg}$$

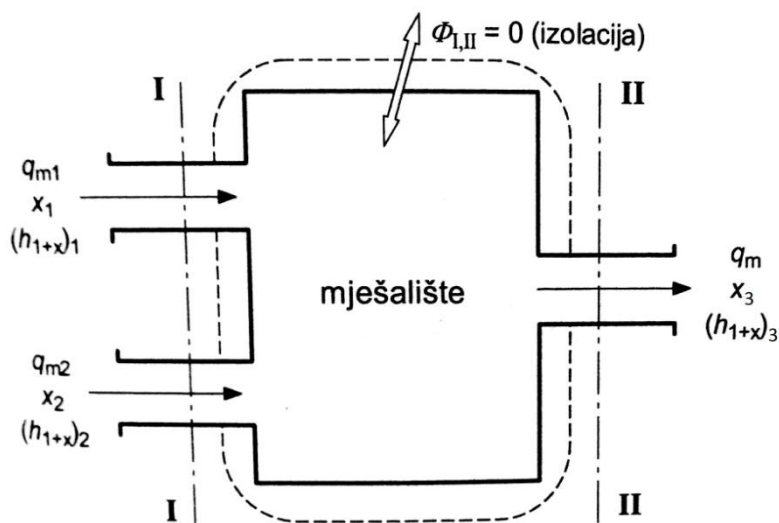
3.4 Masena i energijska analiza procesa

Kako bi se odredile sve veličine stanja za svako toplinsko stanje vlažnog zraka, nužno je postaviti relevantne oblike masene i energijske bilance.

Koristit će se zakon održanja mase suhog zraka i zakon održanja mase vlage te zakon održanja energije (I. glavni stavak termodinamike!), za model stacionarnog, otvorenog sustava, uz zanemarivanje promjene potencijalne i kinetičke energije vlažnog zraka

3.4.1 Mješalište

Toplinsko stanje vlažnog zraka u točki 3 određuje se promatranjem adijabatskog mješališta koje je prikazano na slici.



Slika 4 Model adijabatskog mješališta

Izlazna struja zraka iz prostorije, q_{m1} , mješa se sa strujom vanjskog zraka q_{m2} .

Jednadžba održanja mase za masu suhog zraka glasi

$$q_m = q_{m1} + q_{m2} \quad (47)$$

Maseni udio struje 1 i 2 u mješavini vlažnog zraka je

$$g_1 = \frac{q_{m1}}{q_m} \quad (48)$$

$$g_2 = \frac{q_{m2}}{q_m} \quad (49)$$

Djeljenjem jednadžbe (47) sa masenim protokom suhog zraka q_m , te korištenjem jednadžbi (48) – (49) dolazimo do izraza

$$g_1 + g_2 = 1 \quad (50)$$

Masena bilanca vlage, izražena u kg/s, mješališta je

$$q_{m1}x_1 + q_{m2}x_2 = q_mx_3 \quad (51)$$

Djeljenjem gornje jednadžbe s masenim protokom suhog zraka q_m te korištenjem jednadžbi (48) - (50), dobija se izraz za sadržaj vlage x_3 u zavisnosti o masenom udjelu suhog zraka struje 1, g_1 .

$$x_3 = x_2 + g_1(x_1 - x_2) \quad (52)$$

Postavljanjem relevantnog oblika I. stavka termodinamike na mješalište dobiva se izraz

$$q_m(h_{1+x})_3 = q_{m1}(h_{1+x})_1 + q_{m2}(h_{1+x})_2 \quad (53)$$

Sređivanjem gornjeg izraza dobiva se ovisnost specifične entalpije $(h_{1+x})_3$ o masenom udjelu suhog zraka struje 1, g_1

$$(h_{1+x})_3 = (h_{1+x})_2 + g_1((h_{1+x})_1 - (h_{1+x})_2) \quad (54)$$

izraženu u kJ/kg_{sz}

Izlučivanjem temperature iz izraza (24), slijedi izraz za temperaturu nastale mješavine ϑ_3

$$\vartheta_3 = \frac{(h_{1+x})_3 - x_3 r_0}{c_{pz} + x_3 c_{pd}} \quad (55)$$

Toplinsko stanje struje vlažnog zraka nakon prvog zagrijavanja ovisi o masenom udjelu suhog zraka struje 1, g_1 , a ograničeno je uvjetom ovlaživanja vodom temperature $\vartheta_w = 12^\circ\text{C}$, to jest njezinom entalpijom h_w . Iz slike 3 se vidi da postoji maksimalni maseni udio suhog zraka struje 1, g_1 pri kojemu se još uvijek može tu struju ovlažiti vodom temperature $\vartheta_w = 12^\circ\text{C}$.

Maksimalan maseni udio suhog zraka struje 1, g_1 dobije se iz izraza (54) uz pretpostavku da je entalpija struje nastale mješavine, $(h_{1+x})_3$ jednaka entalpiji struje vlažnog zraka stanja 5, $(h_{1+x})_5$, $(h_{1+x})_3 = (h_{1+x})_5$. Uvođenjem te pretpostavke te naknadnim jednostavnim sređivanjem dolazimo do vrijednosti maksimalnog masenog udjela suhog zraka struje 1, $g_{1\text{maks}}$

$$g_{1\text{maks}} = \frac{(h_{1+x})_5 - (h_{1+x})_2}{(h_{1+x})_1 - (h_{1+x})_2} \quad (56)$$

$$g_{1\text{maks}} = \frac{32,322 - 8,596}{45,88 - 8,596}$$

$$g_{1\text{maks}} = 0,6363$$

3.4.2 Zagrijavanje

Prolaskom kroz grijač ostaje nepromjenjen kako maseni protok suhog zraka tako i maseni protok vlage, pa se materijalna bilanca vlage može zapisati kao

$$q_m x_3 = q_m x_4 \quad (57)$$

Iz gornje jednadžbe se jasno vidi da prilikom grijanja struje vlažnog zraka ostaje nepromjenjen sadržaj vlage.

$$x_6 = x_3 \quad (58)$$

Postavljanjem relevantnog oblika I. stavka termodinamike za sustav grijanja dobiva se izraz za toplinski tok Φ_{gr1} kojeg ogrijevni medij predaje vlažnom zraku

$$\Phi_{gr1} = q_m ((h_{1+x})_4 - (h_{1+x})_3) \quad (59)$$

$$\Phi_{gr1} = q_{mw1} c_w (\vartheta_{w1} - \vartheta_{w2}) \quad (60)$$

iz jednadžbe (60) slijedi izraz za maseni protok vode za zagrijavanje, u prvom grijaču zraka

$$q_{mw1} = \frac{\Phi_{gr1}}{c_w (\vartheta_{w1} - \vartheta_{w2})} \quad (61)$$

Analogno gornjem postupku može se izračunati toplinski tok u grijaču zraka 2, Φ_{gr2} ,

$$\Phi_{gr2} = q_m ((h_{1+x})_6 - (h_{1+x})_5) \quad (62)$$

$$\Phi_{gr2} = 1,1105 \cdot (48,933 - 32,322)$$

$$\Phi_{gr2} = 18,45 \text{ kW}$$

Također se može i izračunati maseni protok vode za zagrijavanje, q_{mw2}

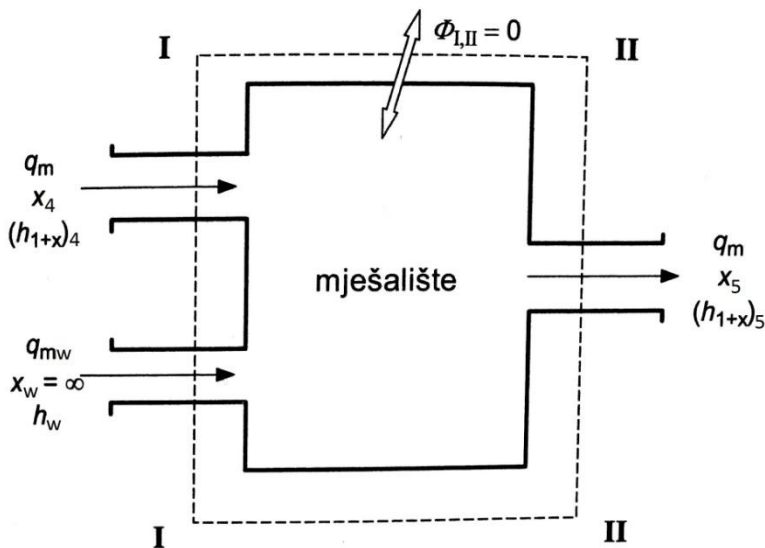
$$q_{mw2} = \frac{\Phi_{gr2}}{c_w(\vartheta_{w1} - \vartheta_{w2})} \quad (63)$$

$$q_{mw2} = \frac{\Phi_{gr2}}{4,187 \cdot (80 - 60)}$$

$$q_{mw2} = 0,2206 \text{ kg/s}$$

3.4.3 Ovlaživanje

Proces adijabatskog ovlaživanja ubrizgavanjem kapljevite vode u struju vlažnog zraka može se prikazati kao adijabatsko mješanje struje vlažnog zraka i ubrizgavajuće vode, kako to kvalitativno prikazuje slika 5.



Slika 5 Model adijabatskog ovlaživanja

Budući da u vodi za ovlaživanje nema suhog zraka, tada njen sadržaj vlage, poprima beskonačnu vrijednost, to jest $x_w \rightarrow +\infty$. Zbog tog uvjeta je masena bilanca suhog zraka konstantna tijekom procesa ovlaživanja.

Materijalna bilanca vlage poprima oblik

$$q_m x_4 + q_{mw} = q_m x_5 \quad (64)$$

iz čega slijedi maseni protok vode za ovlaživanje, q_{mw} , izražen u kg/s

$$q_{mw} = q_m (x_5 - x_4) \quad (65)$$

Postavljanjem energijske bilance na promatrani sustav, dolazi se do izraza

$$q_m (h_{1+x})_5 = q_{mw} h_w + q_m (h_{1+x})_4 \quad (66)$$

Ubacivanjem izraza (65) u (66) te jednostavnim sređivanjem dolazi se do izraza za specifičnu entalpiju vlažnog zraka stanja 4, izraženu po kilogramu suhog zraka

$$(h_{1+x})_4 = (h_{1+x})_5 - h_w (x_5 - x_4) \quad (67)$$

3.5 Eksergijska analiza procesa

Predhodna analiza provedena je korištenjem zakona o očuvanju mase i energije. Budući da je promatrani proces ireverzibilan, to ukazuje na prirast entropije ili postojanje eksergijske destrukcije u tom procesu. Jasno je da su prirast entropije i eksergijska destrukcija povezani s II. zakonom termodinamike, pa se u nastavku prikazuje nastala eksergijska destrukcija za svaki segment procesa.

3.5.1 Eksergijska destrukcija unutar mješališta

Shemu eksergijske destrukcije u mješalištu prikazuje slika 6.



Slika 6 Shema eksergijske destrukcije u mješalištu

Postavljanjem eksergijske balance na mješalište slijedi

$$Ex_1 + Ex_2 = Ex_3 + \Delta Ex_{1-2} \quad (68)$$

$$\Delta Ex_{1-2} = Ex_1 + Ex_2 - Ex_3 \quad (69)$$

$$\Delta Ex_{1-2} = q_{m1}(ex_{1+x})_1 + q_{m2}(ex_{1+x})_2 - q_m(ex_{1+x})_3 \quad (70)$$

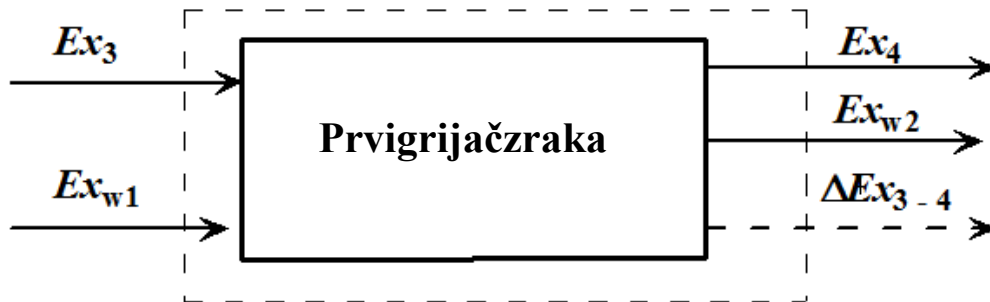
Korištenjem jednadžbi (48) - (5) te jednostavnim sređivanjem dobiva se izraz

$$\Delta Ex_{1-2} = q_m [g_1(ex_{1+x})_1 + (1 - g_1)(ex_{1+x})_2 - (ex_{1+x})_3] \quad (71)$$

Gornji izraz predstavlja nastalu eksergijsku destrukciju unutar mješališta, u ovisnosti u masenom udjelu suhog zraka struje 1, g_1 .

3.5.2 Eksergijska destrukcija prvog grijača zraka

Shemu eksergijske destrukcije unutar prvog grijača prikazuje slika 7.



Slika 7 Shema eksergijske destrukcije unutar prvog grijača

Postavljanjem eksergijske balance *naprvi* grijač zraka slijedi

$$Ex_3 + Ex_{w1} = Ex_4 + Ex_{w2} + \Delta Ex_{3-4} \quad (72)$$

$$\Delta Ex_{3-4} = Ex_3 - Ex_4 + Ex_{w1} - Ex_{w2} \quad (73)$$

$$\Delta Ex_{3-4} = q_m [(ex_{1+x})_3 - (ex_{1+x})_4] + q_{mw1} (ex_{w1} - ex_{w2}) \quad (74)$$

Izraz (74) predstavlja gubitak eksergije, ili eksergijsku destrukciju unutar *prvog* grijača.

Uvrštavanjem izraza (60) u (61) može se prikazati maseni protok vode u prvom grijaču, u funkciji specifičnih entalpija

$$q_{mw1} = \frac{q_m ((h_{1+x})_4 - (h_{1+x})_3)}{c_{pd} (\vartheta_{w1} - \vartheta_{w2})} \quad (75)$$

3.5.3 Eksergijska destrukcija ovlaživača zraka

Shemu gubitka eksergije unutar ovlaživača prikazuje slika 8.



Slika 8 Shema eksergijske destrukcije u ovlaživaču

Eksergijska bilanca ovlaživača zraka je

$$Ex_4 + Ex_w = Ex_5 + \Delta Ex_{4-5} \quad (76)$$

$$\Delta Ex_{4-5} = Ex_4 - Ex_5 + Ex_w \quad (77)$$

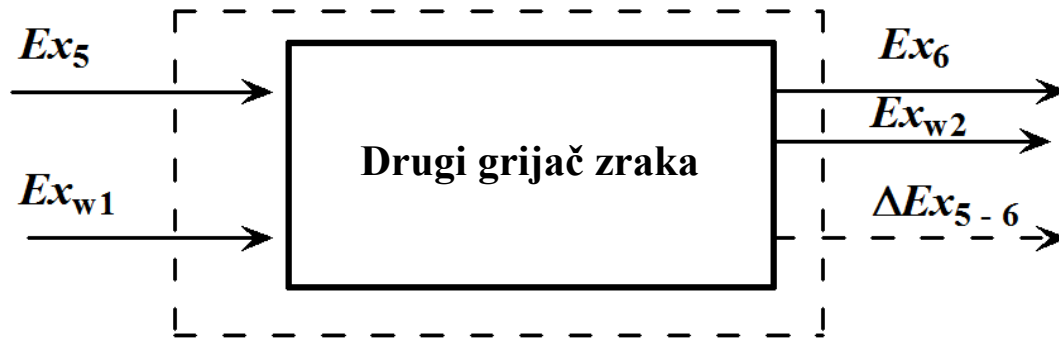
$$\Delta Ex_{4-5} = q_m [(ex_{1+x})_4 - (ex_{1+x})_5] + q_{mw} ex_w \quad (78)$$

Uvrštavanjem izraza (65) u gornju jednadžbu, zatim izlučivanjem masenog protoka suhog zraka, q_m , dobiva se izraz za eksergijski gubitak unutar ovlaživača, ΔEx_{4-5} .

$$\Delta Ex_{4-5} = q_m [(ex_{1+x})_4 - (ex_{1+x})_5 + ex_w (x_5 - x_4)] \quad (79)$$

3.5.4 Eksergijska destrukcija drugog grijača zraka

Shemu eksergijske destrukcije unutar drugog grijača prikazuje slika 9.



Slika 9 Shema eksergijske destrukcije u drugom grijaču

Eksergijska bilanca drugog grijača zraka glasi

$$Ex_5 + Ex_{w1} = Ex_6 + Ex_{w2} + \Delta Ex_{5-6} \quad (80)$$

$$\Delta Ex_{5-6} = Ex_5 - Ex_6 + Ex_{w1} - Ex_{w2} \quad (81)$$

$$\Delta Ex_{3-4} = q_m [(ex_{1+x})_5 - (ex_{1+x})_6] + q_{mw1} (ex_{w1} - ex_{w2}) \quad (82)$$

Izraz (72) predstavlja gubitak eksergije, ili eksergijsku destrukciju unutar drugog grijača zraka.

Uvrštavanjem izraza (62) u (63) može se prikazati maseni protok vode u drugom grijaču zraka, u funkciji specifičnih entalpija.

$$q_{mw2} = \frac{q_m ((h_{1+x})_6 - (h_{1+x})_5)}{c_{pd} (\vartheta_{w1} - \vartheta_{w2})} \quad (83)$$

3.5.5 Eksergijska destrukcija cjelokupnog procesa

Konačno, ukupan gubitak eksergije ΔEx_{1-6} , računa se kao suma eksergijskih gubitaka svakog segmenta procesa, a računa se prema

$$\Delta Ex_{1-6} = \Delta Ex_{1-2} + \Delta Ex_{3-4} + \Delta Ex_{4-5} + \Delta Ex_{5-6} \quad (84)$$

3.5.6 Eksergijski stupanj djelovanja cjelokupnog procesa

Eksergijski stupanj djelovanja cjelokupnog procesa definira se kao omjer ukupnih izlaznih eksergija i ukupnih ulaznih eksergija.

$$\varepsilon = \frac{\sum_n Ex_{izl}}{\sum_n Ex_{ul}} \quad (85)$$

$$\varepsilon = \frac{Ex_6 + Ex_{w2}}{Ex_1 + Ex_2 + Ex_w + Ex_{w1}} \quad (86)$$

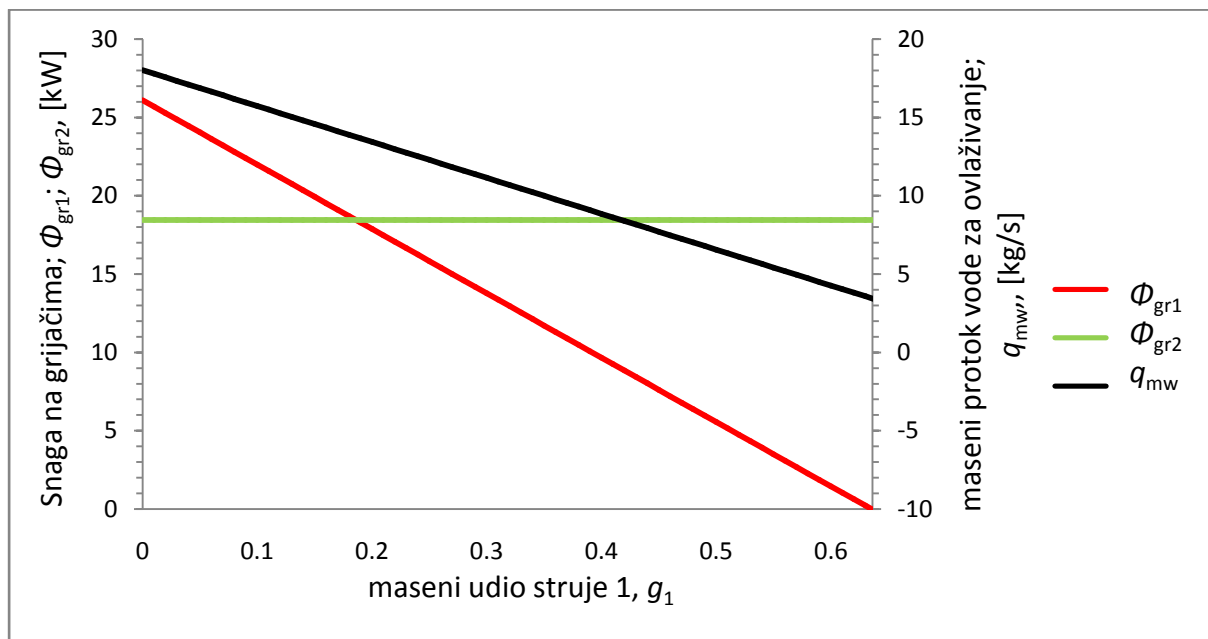
$$\varepsilon = \frac{q_m(ex_{1+x})_6 + (q_{mw1} + q_{mw2})ex_{w2}}{q_{m1}(ex_{1+x})_1 + q_{m2}(ex_{1+x})_2 + q_{mw}ex_w + (q_{mw1} + q_{mw2})ex_{w1}} \quad (87)$$

$$\varepsilon = \frac{q_m(ex_{1+x})_6 + (q_{mw1} + q_{mw2})ex_{w2}}{q_m[g_1(ex_{1+x})_1 + (1 - g_1)(ex_{1+x})_2 + (x_5 - x_4)ex_w] + (q_{mw1} + q_{mw2})ex_{w1}} \quad (88)$$

Izraz (88) predstavlja eksergijski stupanj djelovanja cjelokupnog procesa u zavisnosti o masenom omjeru suhog zraka struje 1, g_1 .

4. PRIKAZ REZULTATA PRORAČUNA

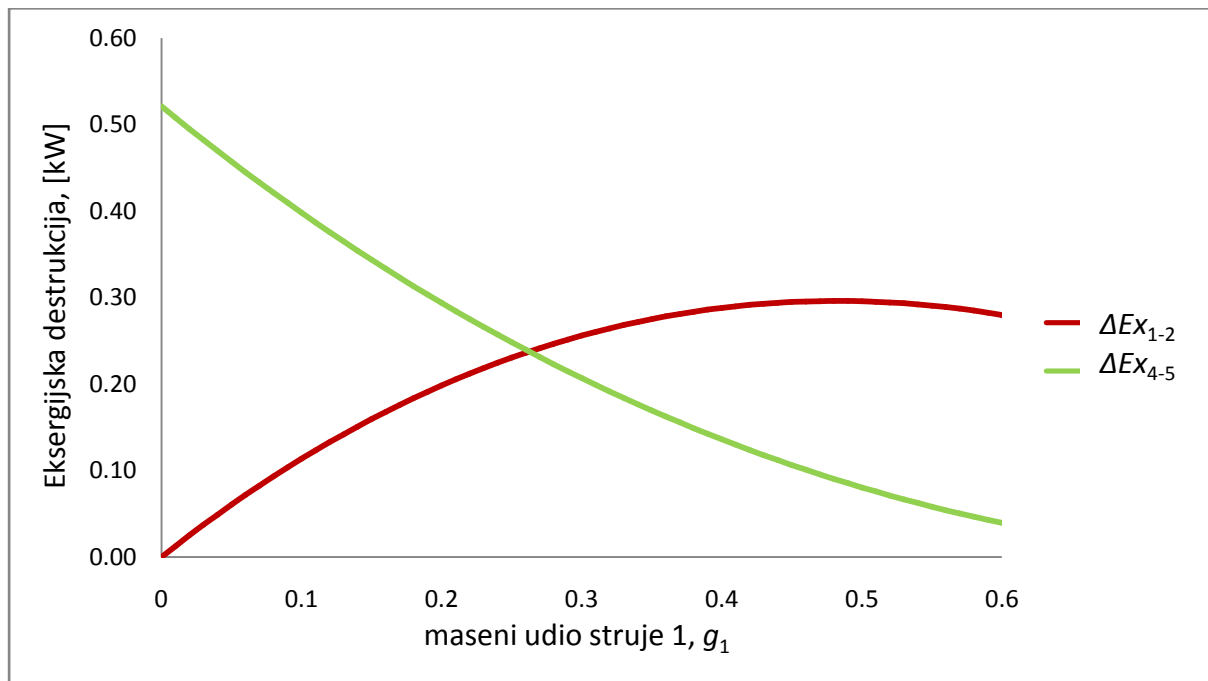
Dijagramski prikazi daju jasan uvid o promijeni promatrane veličine o nekom parametru. U svim dijagramima na apscisi će biti maseni udio suhog zraka struje 1, g_1 te će se kretati u intervalu od $g_1=0$ do $g_1=g_{1\max}=0,6363$, pri čemu je $g_{1\max}$ izračunat prema izrazu (53)



Slika 10 Toplina odvedena u prvom (3-4) i drugom (5-6) grijaču i maseni protok vode za ovlaživanje temperature $\vartheta = 12^\circ\text{C}$, u zavisnosti o masenom udjelu, g_1 , struje zraka iz prostorije

Na slici 10 su prikazane vrijednosti toplinskih tokova od prvog i drugog grijača zraka, i maseni protok vode za ovlaživanje, q_{mw} , temperature $\vartheta_w=12^\circ\text{C}$, u zavisnosti o masenom udjelu suhog zraka struje 1 (struja zraka iz prostorije), g_1 .

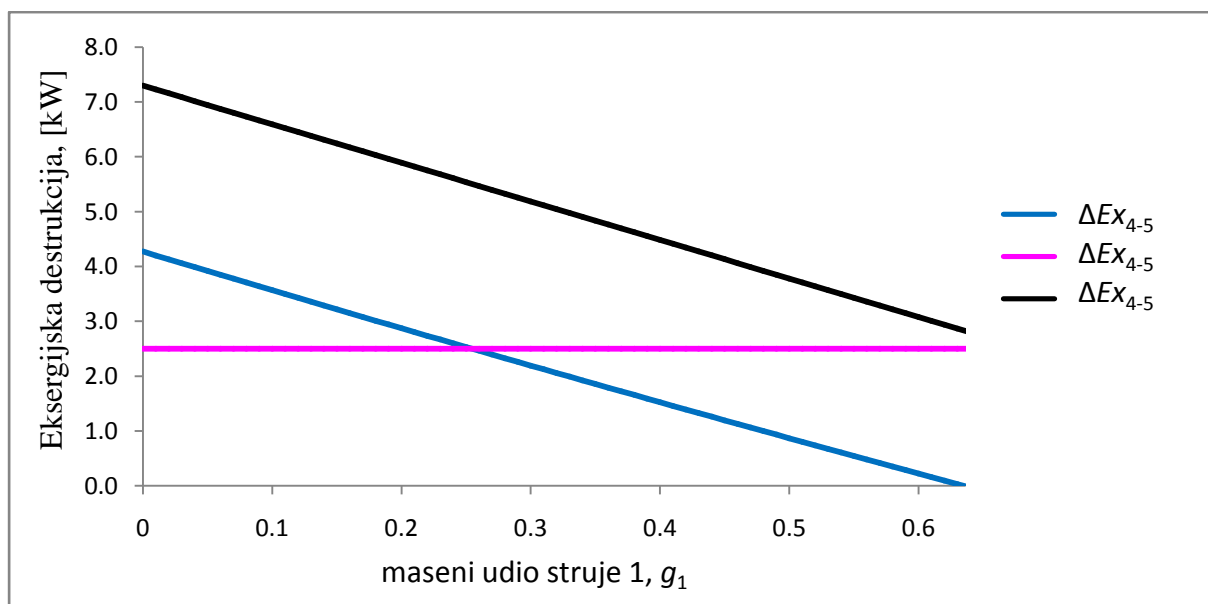
Iz slike se vidi kako je toplinski tok u drugom grijaču (5-6), Φ_{gr2} konstantan i iznosi 18,45 kW. Toplinski tok u prvom grijaču zraka, Φ_{gr1} gotovo linearno opada s porastom g_1 , odnosno s porastom masenog udjela struje zraka iz prostorije, od vrijednosti 26,1 kW na vrijednost 0 kW. Također je jasno vidljivo kako maseni tok vode za ovlaživanje, također, linearno opada s povećanjem g_1 , što je potpuno razumljivo, jer se povećanjem g_1 smanjuje razlika sadržaja vlage x_4-x_3 , a prema jednadžbi (55) to ima za posljedicu smanjenje potrebne količine vode za ovlaživanje. Maseni protok vode za ovlaživanje opada od vrijednosti 18 kg/h ($g_1=0$) do 3,5 kg/h ($g_1=0,6363$).



Slika 11 Eksergijski gubitak unutar mješališta (1-2) i uslijed ovlaživanja (4-5), u u zavisnosti o masenom udjelu, g_1 , struje zraka iz prostorije

Na slici 11 prikazani su eksergijski gubici koji su posljedica mješanja struje vanjskog zraka i struje iz prostorije (crvena linija) i ovlaživanja vodom (zeleno linija) u zavisnosti o masenom udjelu suhog zraka struje 1, g_1 . Vidi se da gubitak eksergije kao posljedica mješanja ima vrijednost 0 kW pri $g_1=0$, zatim raste, doseže svoj maksimum i opada do vrijednosti 0,27 kW za $g_1=0,6363$. Također se vidi iz slike da su vrijednosti eksergijske destrukcije u procesu mješanja relativno mali.

Zelena linija na slici 11 prikazuje gubitak eksergije uslijed ovlaživanja vodom temperature $\vartheta_w=12^\circ\text{C}$, i jasno se vidi kako gubitak eksergije opada sa povećanjem masenog udjela, g_1 . Najveću vrijednost ima za $g_1=0$ i iznosi 0,521 kW, a najnižu pri $g_1=0,6363$, $\Delta Ex_{4-5}=0,028$ kW. Ta činjenica je opravdana jer zbog povećanja masenog udjela g_1 , opada eksergija vlažnog zraka u stanju 4, dok je eksergija vlažnog zraka u stanju 5 konstantna.



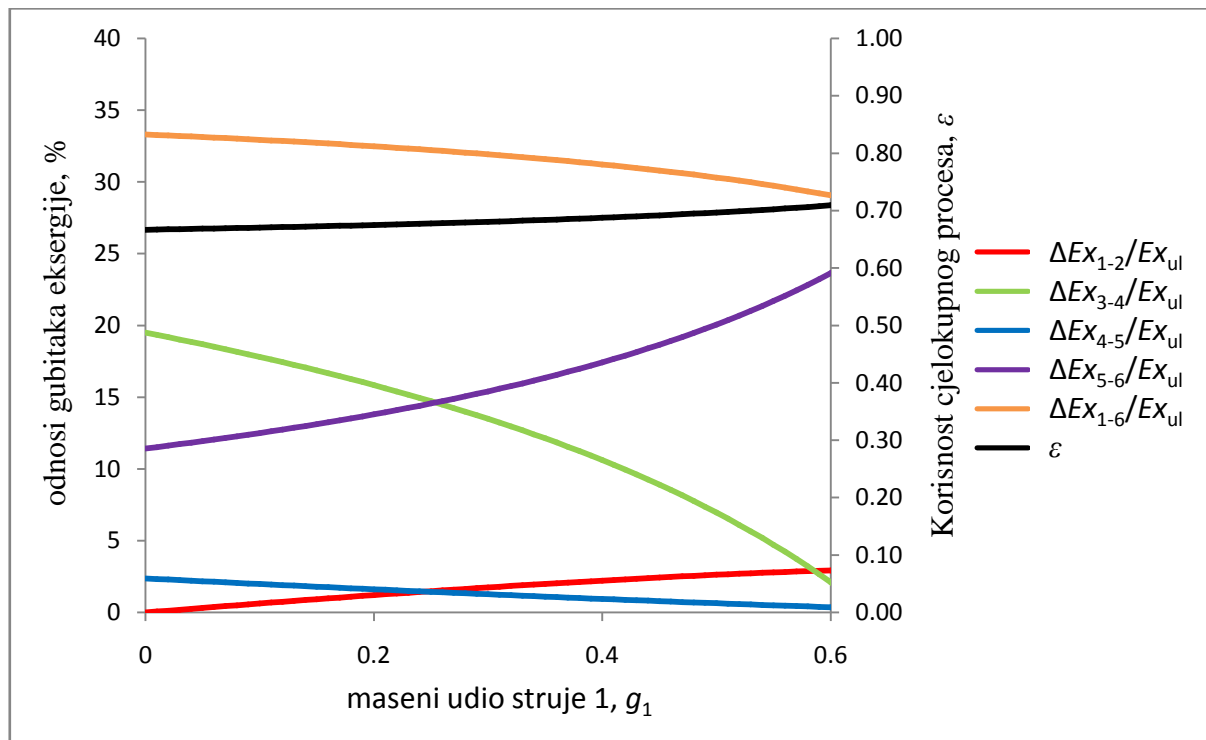
Slika 12 Eksergijski gubitak u prvom(3-4) i drugom(5-6) grijaču, te ukupni eksergijski gubitak(1-6), u zavisnosti o masenom udjelu, g_1 , struje zraka iz prostorije

Na slici 12 prikazane su brojčane vrijednosti gubitaka eksergije u prvom grijaču (3-4, plava linija), drugom grijaču (5-6, ljubičasta linija) i ukupan gubitak eksergije u cjelokupnom procesu (1-6, crna linija) u zavisnosti o masenom udjelu struje 1, g_1 .

Vrlo se jasno vidi da je gubitak eksergije na drugom grijaču, ΔEx_{5-6} konstantan i iznosi 2,51 kW.

Gubitak eksergije u prvom grijaču linearno opada s porastom masenog udjela g_1 , od vrijednosti 4,27 kW do vrijednosti 0 kW. Jasno je da pri masenom udjelu zraka iz prostorije, $g_1=0,6363$, stanje 4 i 5 padaju u istu točku, te zbog toga struju vlažnog zraka nije potrebno zagrijavati.

Ukupan gubitak eksergije je zbroj pojedinačnih gubitaka, što se vrlo jasno vidi iz dijagrama. Vrijednost mu je, pri $g_1=0$, 7,3 kW, te približno linearno opada, sa povećanjem g_1 , do vrijednosti 2,8 kW. Bitno je napomenuti kako su gubitci eksergije, za niže vrijednosti parametra g_1 , u promatranom slučaju mnogo veći od gubitaka eksergije uslijed mješanja i ovlaživanja.



Slika 13 Postotni omjer pojedinih eksergijskog gubitka i ukupne eksergije na ulazu $\Delta Ex/Ex_{ul}$ (može se reći da predstavlja postotni udio eksergijske destrukcije pojedinog procesa u ukupnoj eksergijskoj destrukciji ΔEx_{1-6}), i eksergijski stupanj djelovanja cjelokupnog procesa u zavisnosti o masenom udjelu, g_1 , struje zraka iz prostorije

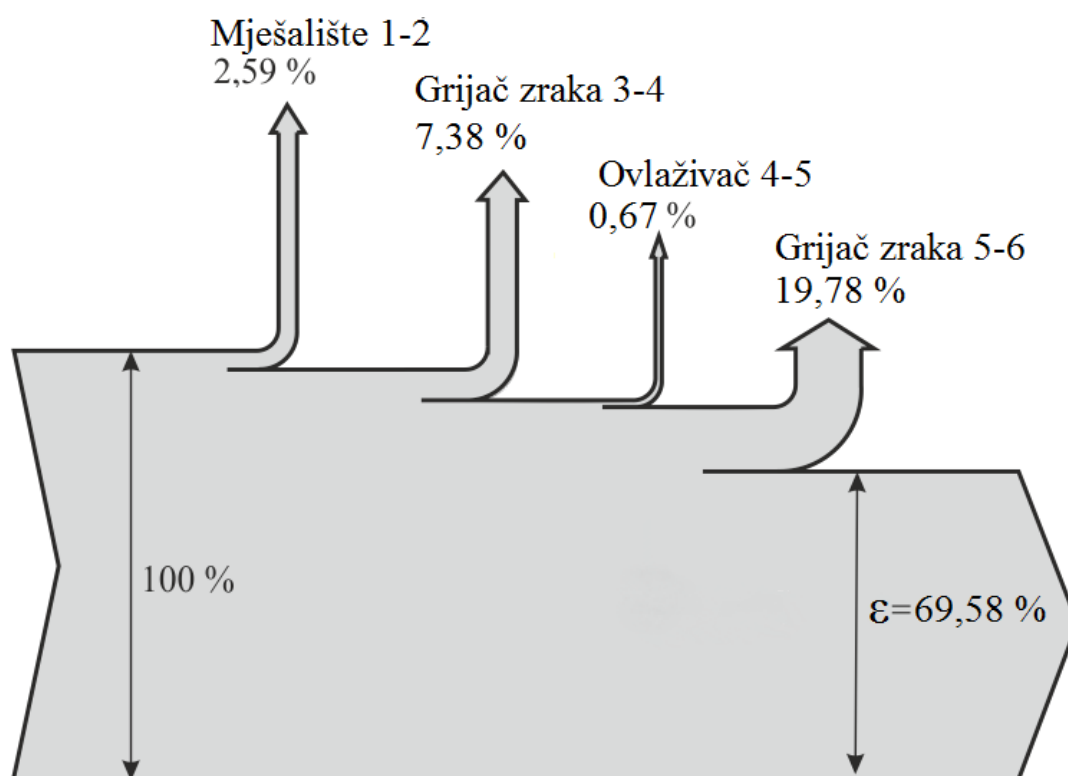
Iz slike 13 se vidi da, porastom g_1 , postotni udio gubitka eksergije mješanja (1-2) i drugog grijača (5-6) raste, dok se postotni udjeli eksergijskih gubitaka u prvom grijaču (3-4) i u ovlaživaču (4-5), smanjuju.

Također se može primjetiti povećanje eksergijskog stupanja djelovanja cjelokupnog procesa s povećanjem masenog udjela suhog zraka iz prostorije, g_1 . Promjena je mala te se kreće od vrijednosti 0,667 do 0,713.

Narančasta linija predstavlja ukupan eksergijski gubitak cijelog procesa koji se računa prema jednadžbi (74), te se vidi da i on opada s porastom g_1 .

Izračunate vrijednosti eksergijskog stupnja djelovanja pokazuje koji je proces, prema kriteriju eksergijskih gubitaka, najpovoljniji.

To je vrlo zanimljivo prikazati u dijagramu toka eksergijske destrukcije, za neku vrijednost masenog udjela suhog zraka iz prostorije, g_1 . U praksi se, zbog većinom higijenskih uvjeta, uzima da maseni udio suhog zraka iz okoliša bude 51%, pa će se dijagram toka prikazati za vrijednost $g_1=0,49$.



Slika 14 Dijagram toka eksergijske destrukcije

Iz navedenog dijagrama se jasno vidi kako je najveći gubitak eksergije upravo na drugom grijaču zraka 5-6 te iznosi 19,78 %. S druge strane, vidi se da je najmanji gubitak eksergije na ovlaživaču, a iznosi 0,67 %.

5. ZAKLJUČAK

Iz navedene energijske i eksergijske analize procesa pripreme vlažnog zraka zaključuju se sljedeće stvari:

Maseni udio zraka iz prostorije ima vrlo jak utjecaj na potreban iznos topline u prvom grijaču, na potrebnu količinu vode za ovlaživanje i na ukupan stupanj djelovanja cjelokupnog procesa.

Potreban iznos topline i eksergijska destrukcija prvog grijaču zraka opadaju s porastom masenog udjela struje iz prostorije. Isto se može zaključiti i za maseni protok vode za ovlaživanje i pripadajuću eksergijsku destrukciju, koji također opadaju s povećanjem masenog udjela struje zraka iz prostorije. Eksergijska destrukcija drugog grijača zraka i pripadajući toplinski tok su konstantni tijekom cijelog procesa i ne ovise o masenom udjelu struje zraka iz prostorije, te je ustanovljeno da je na drugom grijaču zraka najveći gubitak eksergijske destrukcije. Gubitak eksergije unutar mješališta raste, postiže maksimum pri masenom udjelu struje zraka iz prostorije od 51%, pa zatim pada.

Energetski gubici koji se odnose na ovlaživanje i mješanje su znatno niži od gubitaka koji su povezani s prijenosom topline u grijačima.

Eksergijski stupanj djelovanja cjelokupnog procesa je relativno visok, te se može reći da je proces pripreme vlažnog zraka energetski povoljan, ipovećanjem masenog udjela struje iz prostorije, pokazuje kontinuirano povećanje.

6. LITERATURA

- [1] Galović, Antun: *Termodinamika I*, IV. izdanje, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2010.
- [2] Halasz, Boris; Galović, Antun; Boras, Ivanka: *Toplinske tablice*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2010.
- [3] Kanoglu, M; Y. A. Cengel; I. Dincer: *Efficiency Evaluation of Energy Systems, Springer Briefs in Energy*, Springer Verlag, New York, 2012.
- [4] Dincer, I; Rosen, M. A: Exergy, Energy, *Enviroment and Sustainable Development*, Elsevier, Oxford, 2013.
- [5] Kotes, T., J: *The exergy Method of Thermal Plant Analysis*, Butterworths, London, 1985.

7. PRILOZI

[1] CD R disc